

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh klempířské falcovačky

Design of a Tinsmith Stake

Student:

Bc. Michal Meca

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Meca**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**

Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**

Téma: **Návrh klempířské falcovačky
Design of a Tinsmith Stake**

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete klempířskou falcovačku pro ocelový plech maximální tloušťky 0,8 mm. Nastavení požadované síly ke stlačování švů se bude provádět ručně pomocí kliky. Rolny se budou do pracovní polohy uvádět jediným pohybem páky s excentrem. Maximální pracovní délka bude 2 m a minimální průměr trubky bude 80 mm. Nakreslete sestavu a dílenské výkresy 2 vybraných dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

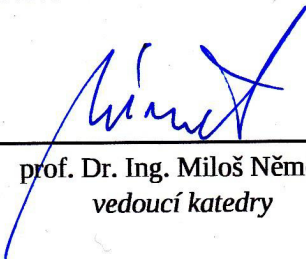
BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL. *Části strojů I a II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
DEJL Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015
Datum odevzdání: 16.05.2016



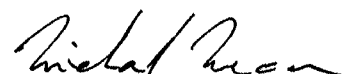

prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě: 16.5.2016


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16.5.2016


.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Michal Meca

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Větrná 20, 742 35 Odry

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MECA, M. *Návrh klempířské falcovačky: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 47s. Vedoucí práce: Kaláb K.

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení klempířského stroje na stlačování plochých drážek na okapových rourách. V prvních dvou kapitolách jsou popsány základní materiály používané v klempířství a některé technologie výroby plechových dílů. Třetí kapitola popisuje problematiku strojů používaných na stlačování drážek na rourách a jejich základní rozdělení. Čtvrtá a pátá kapitola se zabývá popisem navrženého konstrukčního řešení a kontrolou rámu stroje. Cílem šesté kapitoly je návrh a kontrola excentrického mechanismu. Obsahem posledních dvou částí je návrh a kontrola převodu ručního pohonu kladek stroje. V příloze diplomové práce je doložen výkres sestavy navrženého stroje, výrobní výkres excentru a výrobní výkres vedení excentru.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MECA, M. *Design of Tinsmith Stake: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanism, 2016, 47p. Thesis head: Kaláb K.

The Master thesis deals with the structural proposal of the Tinsmith Stake for flatlock seam on drainpipes. There is the brief information about sheet materials and basic tinsmith manufacturing technologies in first two chapters. The third chapter discusses the issue of machines commonly used for closing the seam on pipes and their basic types. Fourth and fifth chapter deals with description of designed solution and checking of the frame. The aim of the sixth chapter is the structural design and check of eccentric mechanism. The last two chapters contain design and check of gears and shafts for manual roller drive. The assembly drawing of the Tinsmith Stake, drawing of the eccentric and drawing of housing for the eccentric are included in enclosure.

Obsah

Úvod.....	11
1 Plechy používané v klempířství	12
2 Technologie výroby klempířských prvků	13
2.1 Dělení materiálu	13
2.2 Tváření plechů.....	13
2.2.1 Prosté ohýbání	14
2.2.2 Zakružování	15
2.2.3 Obrubování a lemování	15
2.2.4 Drážkování (Drápkování).....	16
2.3 Spojování plechů.....	17
3 Falcovačky pro výrobu rour	18
3.1 Otevřená konstrukce	18
3.2 Uzavřená konstrukce.....	19
4 Zvolená varianta.....	20
5 Návrh rámu.....	21
5.1 Zatížení rámu	21
5.3 Deformace hlavních částí rámu.....	22
5.4 Kontrola středové tyče	22
6 Mechanismus stlačení drážky roury.....	23
6.1 Návrh excentru	24
6.2 Silový rozbor.....	25
6.2.1 Konstantní síla	26
6.2.2 Konstantní tuhost.....	26
6.3 Návrh délky ovládací páky	28
6.4 Kontrola čepu excentru	28
6.5 Kontrola spoje páky a excentru.....	30
7 Pohon válce	31

7.1 Návrh převodu.....	31
7.2 Návrh modulu ozubení.....	33
7.3 Návrh geometrie.....	34
7.4 Pevnostní kontrola ozubení.....	34
8 Kontrola hřídelí pohonu	36
8.1 Silový rozbor ozubení	36
8.3 Kontrola vstupního hřídele.....	37
8.4 Kontrola výstupního hřídele.....	39
8.5 Kontrola přenosu točivého momentu výstupní hřídelí.....	42
Závěr	43
Seznam použité literatury	45
Seznam příloh	47

Seznam použitých značek a symbolů

C	Tuhost radiální síly lineárně závislé na zdvihu	$[N \cdot mm^{-1}]$
D_e	Průměr hřídele excentru	$[mm]$
D_T	Průměr středové tyče	$[mm]$
E	Modul pružnosti v tahu pro ocel	$[GPa]$
F	Maximální radiální síla v kladce	$[N]$
F_c	Maximální obvodová síla na excentru	$[N]$
F_{cC}	Maximální obvodová síla na excentru při C	$[N]$
F_{n1}, F_{n2}	Normálová síla v ozubení	$[N]$
F_{nx}	Průmět normálové síly v ozubení do roviny X-Z hřídele	$[N]$
F_{ny}	Průmět normálové síly v ozubení do roviny Y-Z hřídele	$[N]$
F_{omax}	Maximální ovládací síla	$[N]$
F_{r1}, F_{r2}	Radiální síla v ozubení	$[N]$
F_{t1}, F_{t2}	Tečná síla v ozubení	$[N]$
F_{tk}	Maximální tečná síla na vnější kladce	$[N]$
J_p	Kvadratický moment průřezu profilu horního ramene	$[mm^4]$
J_T	Kvadratický moment průřezu středové tyče	$[mm^4]$
K_A	Provozní součinitel ozubení	$[-]$
M_{oI}	Ohybový moment v místě I.	$[Nmm]$
M_{oII}	Ohybový moment v místě II.	$[Nmm]$
M_{oIII}	Celkový ohybový moment v místě III.	$[Nmm]$
M_{oIIIx}, M_{oIIIy}	Ohybový moment v místě III. v rovině X-Z, Y-Z	$[Nmm]$
M_{oIV}	Celkový ohybový moment v místě IV.	$[Nmm]$
M_{oIVx}, M_{oIVy}	Ohybový moment v místě IV. v rovině X-Z, Y-Z	$[Nmm]$
R_{1B}, R_{1B}	Reakce uložení vstupní hřídele	$[N]$
R_{2Bx}, R_{2Bx}	Reakce uložení výstupní hřídele v rovině X-Z	$[N]$
R_{2By}, R_{2By}	Reakce uložení výstupní hřídele v rovině Y-Z	$[N]$
R_{eh1}, R_{eh2}	Mez kluzu materiálu vstupní a výstupní hřídele	$[MPa]$
S_{F2}	Minimální součinitel únavové bezpečnosti ozubení v ohybu	$[-]$
S_{H1}	Minimální součinitel únavové bezpečnosti ozubení v dotyku	$[-]$
T_1	Točivý moment na vstupu převodu	$[Nmm]$
T_2	Točivý moment na výstupu převodu	$[Nmm]$
$T_{\check{e}1}, T_{\check{e}2}$	Momenty čepového tření	$[Nmm]$
T_k	Točivý moment páky při konstantní síle	$[Nmm]$

T_{kC}	Točivý moment páky při konstantní tuhosti	[Nmm]
T_{kmax}	Maximální moment na páce excentru	[Nmm]
T_o	Točivý moment maximální obvodové síly na excentru	[Nmm]
a	Osová vzdálenost soukolí	[mm]
b_{4st}	Styková šířka čtyřhranu	[mm]
b	Zvolená šířka ozubení	[mm]
b_n	Navrhovaná šířka ozubení	[mm]
b_{tp}	Šířka pera	[mm]
d_1	Průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
d_2	Průměr roztečné kružnice spoluzabírajícího kola	[mm]
d_I, d_{II}	Průměr vstupního hřídele v místě I., II.	[mm]
d_{III}	Průměr výstupního hřídele v místě III.	[mm]
d_{IV}	Průměr výstupního hřídele v místě spoje s nábojem	[mm]
$d_{IV'}$	Redukovaný průměr výstupního hřídele v místě IV.	[mm]
d_e	Průměr čepu excentru	[mm]
e	Excentricita excentru	[mm]
h	Celkový zdvih excentru	[mm]
i	Převodový poměr navržený	[-]
i_v	Převodový poměr výsledný	[-]
k_{4ef}	Součinitel efektivního počtu nosných ploch čtyřhranu	[-]
k_{pef}	Součinitel efektivního počtu per	[-]
k_{sI}, k_{sII}	Součinitel bezpečnosti vstupní hřídele v místě I., II.	[-]
k_{sIII}, k_{sIV}	Součinitel bezpečnosti výstupní hřídele v místě III., IV.	[-]
l_{4st}	Styková délka čtyřhranu	[mm]
$l_{eč}$	Délka čepu excentru	[mm]
l_{ek}	Kontaktní délka čepu excentru	[mm]
l_k	Délka kliky	[mm]
l_p	Zvolená délka páky	[mm]
l_{pn}	Navrhovaná délka páky	[mm]
l_{tp}	Délka pera	[mm]
l_{tpk}	Délka kontaktní plochy pera s nábojem	[mm]
m_n	Modul ozubení	[mm]
n_1	Předpokládané maximální otáčky kliky	[min ⁻¹]
n_b	Počet boků čtyřhranu	[-]
p_{4max}	Maximální kontaktní tlak boku čtyřhranu	[MPa]

p_D	Dovolený kontaktní tlak	[MPa]
p_{p2}	Kontaktní tlak per s nábojem	[MPa]
t_1	Výška pera v náboji	[mm]
y_c	Celkový průhyb	[mm]
y_P	Průhyb horního ramene rámu	[mm]
y_T	Průhyb středové tyče	[mm]
z	Okamžitý zdvih excentru	[mm]
z_1	Počet zubů pastorku	[-]
z_2	Počet zubů spoluzabírajícího kola	[-]
z_{2p}	Navrhovaný počet zubů spoluzabírajícího kola	[-]
$\sigma_{oI}, \sigma_{oII}$	Ohybové napětí na vstupní hřídeli v místě I., II,	[MPa]
$\sigma_{oIII}, \sigma_{oIV}$	Ohybové napětí na výstupní hřídeli v místě III., IV,	[MPa]
σ_{oDe}	Maximální dovolené napětí v ohybu materiálu excentru	[MPa]
$\sigma_{oeč}$	Ohybové napětí v patě čepu excentru	[MPa]
σ_{ost}	Ohybové napětí středové tyče v patě rámu	[MPa]
$\sigma_{redI}, \sigma_{redII}$	Redukované napětí na vstupní hřídeli v místě I., II.	[MPa]
$\sigma_{redIII}, \sigma_{redIV}$	Redukované napětí na vstupní hřídeli v místě III., IV.	[MPa]
τ_{De}	Dovolené smykové napětí materiálu excentru	[MPa]
τ_{kI}, τ_{kII}	Napětí v krutu na vstupní hřídeli v místě I., II,	[MPa]
τ_{kIII}, τ_{kIV}	Napětí v krutu na výstupní hřídeli v místě III., IV,	[MPa]
$\tau_{seč}$	Smykové napětí v patě čepu excentru	[MPa]
α	Celkový úhel natočení kliky	[°]
α_n	Úhel profilu navrženého ozubení	[°]
α_v	Výpočtový úhel natočení kliky	[°]
β	Úhel naklonění roviny ozubení vzhledem k rovině X-Z hřídele	[°]
γ	Úhel ramene celkové obvodové síly excentru	[°]
ε_α	Součinitel trvání záběru profilu	[-]
φ	Třecí úhel posuvné desky	[°]
ψ_m	Poměrná šířka ozubení	[-]
$\mu_{č1}, \mu_{č2}$	Součinitelé čepového tření excentru	[-]
μ_d	Součinitelé smykového tření posuvné desky	[-]

Úvod

Klempířství se obecně zabývá výrobou dílů z tenkého plechu, v dnešní době se pod tímto většinou myslí stavební klempířství. Jednou z hlavních náplní stavebního klempířství je vytvořit bezpečný svod dešťové vody z budovy. Toho bývá dosaženo pomocí soustavy okapů a svodových rour. Tyto díly jsou v současné době z velké části typizovány a vyráběny sériově. Přes značné rozšíření sériově vyráběných dílů je zde stále velký podíl zakázkové řemeslné výroby. Ta se uplatňuje hlavně při rekonstrukci historických staveb, stávajících vedení nebo při realizaci netradičně pojatých staveb. Při výrobě těchto dílů se využívá několika základních technologií dělení, tváření a spojování materiálu.

Spolu s pájením a nýtováním je drážkování jedním z nejčastěji používaných spojů tenkých plechů v klempířské praxi. Princip spoje spočívá v tom, že se předem ohnuté konce plechů do sebe vloží a následně stlačí. Tento druh spoje se mimo stavební klempířství využívá například v automobilovém průmyslu, při výrobě plechových nádob. Stlačování se provádí buďto ručně nebo pomocí stroje na stlačování švů tzv. falcovačky. Strojní stlačování je produktivnější, umožňuje výrobu užších drážek a přesnějších drážek.

Cílem této diplomové práce je návrh konstrukčního řešení falcovačky na stlačování plochých podélných drážek u svodových rour z plechu. Stroj je určen pro kusovou řemeslnou výrobu. Ovládání i pohon bude zajištěn ručně. Falcovačka bude navržena pro maximální tloušťku plechu 0,8 mm, minimální průměr roury 80 mm a maximální délku 2 m. Zvolené konstrukční řešení bude kontrolováno na předpokládané maximální provozní zatížení ve vybraných konstrukčních uzlech. Součástí práce je výkres sestavení navržené konstrukce, výrobní výkres excentru a výrobní výkres vedení excentru.

1 Plechy používané v klempířství

Nejčastějším polotovarem pro výrobu klempířských prvků bývá kovový plech, dále také dráty, profily a tyče. Tloušťka plechů se většinou pohybuje od 0,5 mm do 0,65 mm omezeně až 1 mm. Dodávají se v tabulích a pásech. Nejpoužívanější materiály jsou pozinkovaná ocel, měď, hliníkové slitiny, zinek a jeho slitina titanzinek.

Ocelové pozinkované plechy jsou pro svou nízkou cenu ve stavebním klempířství stále nejpopulárnějším materiálem. Kromě ceny je jejich hlavní výhodou poměrně malá teplotní roztažnost a velká pevnost. Jejich nevýhodou však je relativně nízká trvanlivost zinkové vrstvy, pokud není opatřena ochranným nátěrem. Ten je nutno pravidelně obnovovat. Z toho důvodu je v poslední době poměrně oblíbená kombinace pozinkovaného plechu a plastového povlaku.

Plech z hliníku a jeho slitin se vyznačují vyšší korozní odolností než plechy ocelové a však i ony musí být opatřeny ochranným povlakem. Příkladem lakovaného hliníkového plechu může být polotovar známý pod názvem PROFAL. [1] Nevýhodou hliníkových slitin je také to, že náročnějším tvářením mohou vzniknout v materiálu trhliny.

Plech ze slitin mědi jsou výhodné převážně z toho důvodu, že nevyžadují žádnou povrchovou úpravu. Při vystavení atmosférickým vlivům dochází na povrchu k tvorbě patiny, která zabraňuje vzniku další koroze. Další výhodou tohoto materiálu je dobrá tvárnost. Hlavní nevýhodou je potom vysoká cena tohoto materiálu.

Zinek se v klempířské praxi používá hlavně ve formě slitiny pod názvem titanzinek. Ten se vyznačuje vysokou tažností při všech způsobech tváření. Titanzinek nevyžaduje žádné protikorozní ochrany i když je jeho životnost v porovnání s měděnými slitinami menší. Vlivem atmosférických vlivů dochází k tvorbě patiny, ta však není zcela pasivní. Vrstva patiny je tak ztenčována a nahrazována novou, tím dochází k velmi pomalému úbytku zinkové vrstvy. Nevýhodou zinkových slitin je jejich velká tepelná roztažnost.

Mezi méně rozšířené materiály patří olovo a mosaz. Olovené plechy se využívají převážně v chemickém průmyslu. Mosazné plechy se v současnosti používají pouze při rekonstrukcích historických objektů. Plastové materiály se v této oblasti uplatňují spíše ve formě hotových sériově vyráběných dílů. Výhodou plastů je relativně nižší cena a životnost srovnatelná s mědí a titanzinkem. Nevýhodou je potom nižší mechanická odolnost hlavně při nízkých teplotách.

2 Technologie výroby klempířských prvků

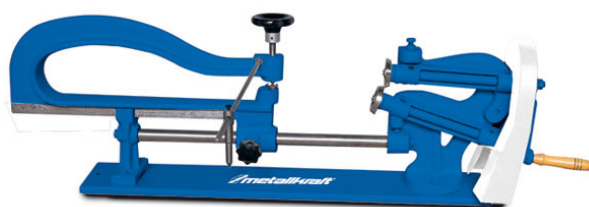
Při výrobě plechových dílů se v praxi využívá celá řada technologií. Ty lze rozdělit do tří základních skupin, na dělení materiálu, tváření a spoje.

2.1 Dělení plechů

Vzhledem k tomu, že se tento obor primárně zabývá zpracováním plechů malých tlouštěk. K dělení materiálu se většinou používá beztržkových technologií jako je stříhání a vystřihování. Při stříhání dochází působením síly k porušení materiálu mezi dvěma břity stroje. K tomu dochází buď najednou po celé délce v případě nůžek hydraulických a elektrických. Nebo pozvolna po délce v případě nůžek s šikmým nebo prohnutým břitem. To je případ nůžek tabulových, které jsou ve stavebním klempířství nejrozšířenější. Speciálním případem jsou nůžky s kotoučovými noži, u těch dochází ke stříhu mezi dvěma rotujícími kotouči. Tohoto principu se využívá hlavně u nůžek pro křivkové stříhy. Například okružní nůžky, které se používají pro kruhové stříhy, výrobu mezikruží atp.



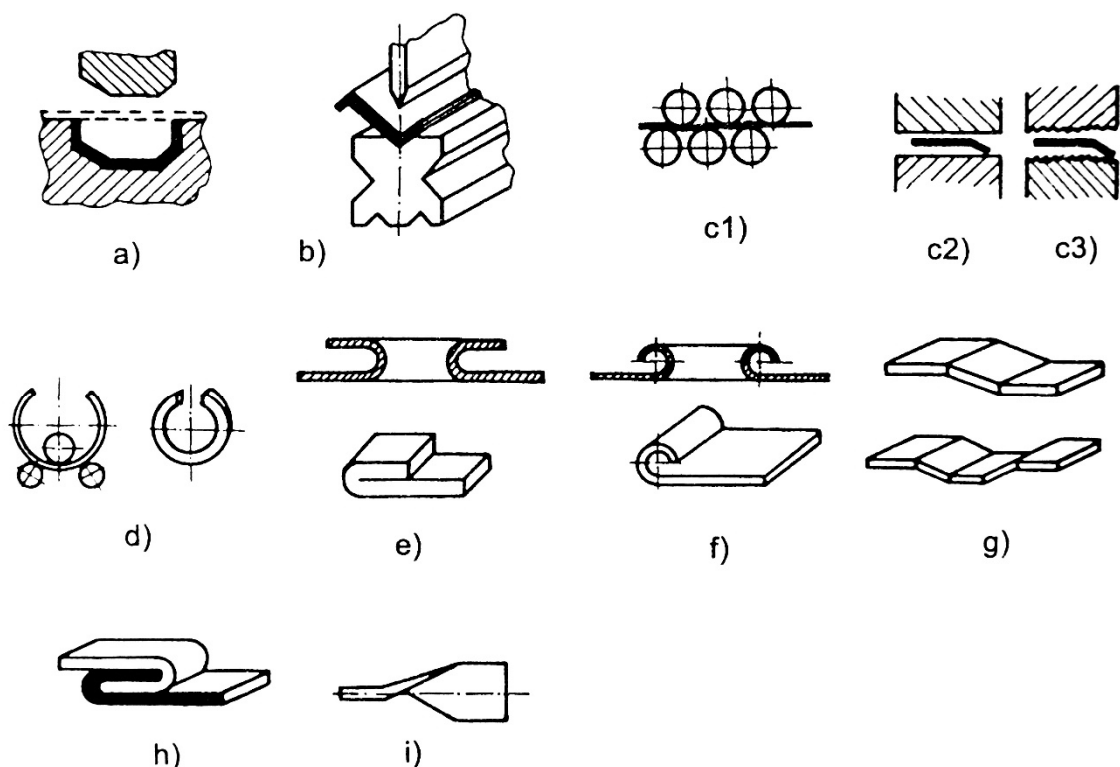
Obr. 2.1 Tabulové nůžky [14]



Obr. 2.2 Okružní nůžky [14]

2.2 Tváření plechů

K vytvoření potřebného tvaru klempířského prvku se v drtivé většině případů využívá některé z technologií založených na principu ohýbání. Ohýbání je proces, při kterém dochází k plastické deformaci materiálu působením ohybového momentu. Mezi nejpoužívanější technologie patří, prosté ohýbání, zakružování, obrubování a drápkování. Ohýbání pomocí lisů a ohraňování je záležitostí spíše sériové výroby.

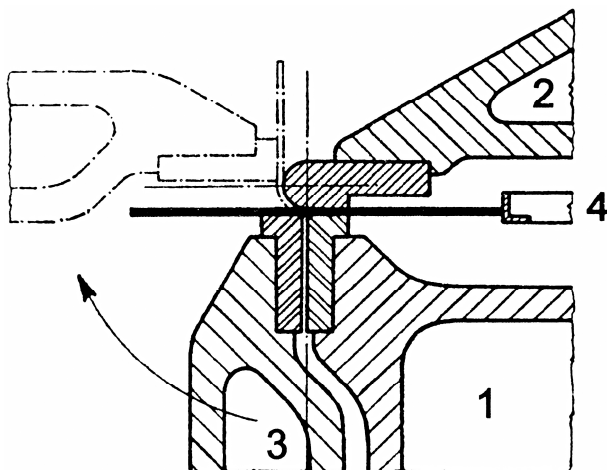


Obr. 2.3 Rozdělení ohýbání – a) prosté ohýbání, b) ohraňování, c1), c2), c3) – rovnání, d) zakružování, e) lemování, f) obrubování, g) osazování, h) drápkování, i) zkrucování [5]

Mimo výše zmíněné způsoby se v klempířské praxi často používá i návalkování, které je kombinací lemování a zakružování. Princip spočívá v tom, že se konec plechu vsune do drážky ve válcové tyči a otáčením se kolem ní zahne. Využívá se k vyztužení okrajů plechů například u okapů.

2.2.1 Prosté ohýbání

Princip spočívá v tváření rovinné plochy v plochy různě vůči sobě orientované. [5] V klempířské praxi se prování ručně pomocí ohýbacích kleští nebo strojně na ohýbačkách. Ty mohou být jak ruční tak elektrické. V klempířství se využívá většinou ohýbaček založených na principu otočné desky.



Obr. 2.4 Princip ohýbačky s otočnou deskou [5]



Obr. 2.5. Ruční ohýbačka s otočnou deskou [14]

2.2.2 Zakružování

Zakružování plechů je technologie, při které je tvářena rovinná plocha v plochu válcovou nebo kuželovou. To se provádí mezi válci stroje zvaného zakružovačka. Ty se dělají v provedeních se dvěma až čtyřmi válci. Tríválcová varianta je pro svou jednoduchost a universalitu v klempířské praxi nejpoužívanější.

2.2.3 Obrubování a lemování

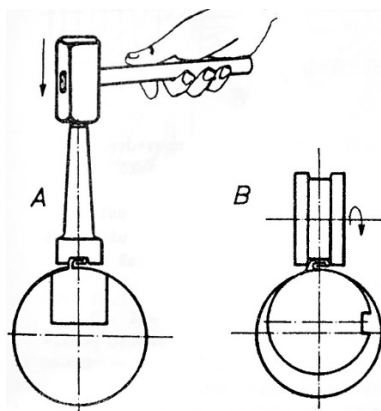
Jedná se o ohýbání okrajů plechu k jeho vyztužení, získání lepšího vzhledu a odstranění ostrých hran. Obrubování i lemování je možno provést ručně, ale v praxi se častěji využívá obrubovacího stroje tzv. obrubovačky. Zde je požadovaný tvar vytvářen průchodem plechu mezi rotujícími kladkami stroje. Obrubovačky jsou jak ruční tak poháněné elektromotorem.



Obr. 2.6. Ruční obrubovačka [14]

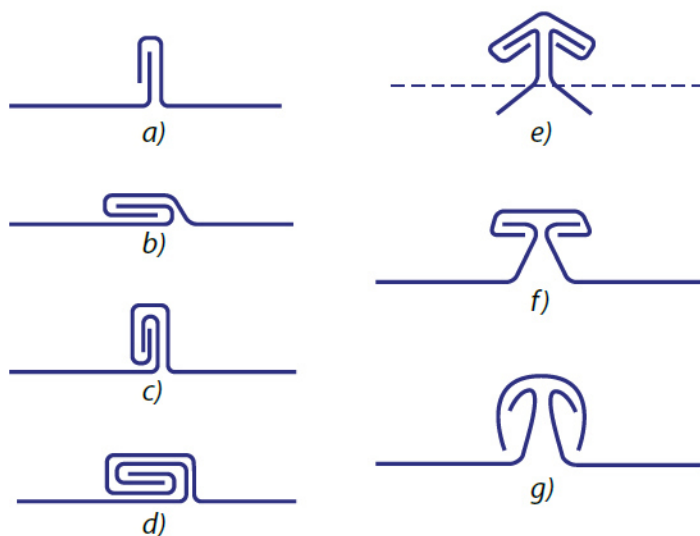
2.2.4 Drážkování (Drápkování)

Drážkování, jinak také drápkování je jeden z nejpoužívanějších způsobů spojování tenkých plechů. Princip spočívá v tom, že se předem ohnuté konce plechů vloží do sebe a stlačením ohnou tak že vytvoří pevné spojení. To se provádí buďto ručně pomocí drážkovače a kladiva nebo strojně strojem na stlačování švů tzv. falcovačkou. U těch dochází k průběžnému stlačování nejčastěji průchodem mezi rolnami falcovačky. Takto se nejčastěji vyrábějí například okapové svody, dále stojaté drážky na plechových střechách a jiné. Široké uplatnění drážkového spoje je například i při výrobě automobilových karoserií, plechovek, vedení ventilace apod.



Obr. 2.7. Způsoby stlačování drážek: A – ruční, B – strojní [4]

S ohledem na užití tedy existuje velká řada tvarů drážek. Několik základních tvarů užívaných v klempířské praxi lze vidět na (obr. 2.8). Jednoduchá stojatá drážka (obr. 2.8 a), se používá například u jednoduchého spojování parapetů. Jednoduchá ležatá drážka (obr. 2.8 b) potom při výrobě okapových svodů, připojení nad okapového plechu apod. Při spojování dílů plechových střech se potom nejvíce používá dvojité stojaté drážka (obr. 2.8 c).



Obr. 2.8 Druhy drážek – a) jednoduchá stojatá, b) jednoduchá ležatá, c) dvojitá stojatá, d) dvojitá ležatá, e) hřebenová, f) dilatační, g) lištová [11]

2.3 Spojování plechů

Nejčastěji používaným způsobem spojování plechů v klempířské praxi je drážkování viz předchozí kapitola. Strojní drážkování je produktivnější než pájení naměkko a nýtování. Nevýhodou drážkování je skutečnost, že drážky nejsou zcela vodotěsné, proto bývají při potřebě vyšší těsnosti kombinovány s pájením.

Pájení je založeno na principu spojování kovových součástí za pomoci kovu o nižší teplotě tavení než spojované součásti. Tento přídavný kov se nazývá pájka. Pájky se dělí dle teploty tavení na měkké a tvrdé. V klempířské praxi se používá měkká pájka, jejíž teplota tavení se pohybuje okolo 200°C. Před pájením je nutno kontaktní plochy důkladně očistit od nečistot a oxidů kovů. K tomu se využívá tavivo, které plochy očistí chemickou cestou. Jako zdroj tepla se při pájení používá páječka, ty mohou být elektrické, benzínové nebo plynové. Velkou výhodou pájených spojů je při správném provedení jejich vodotěsnost. Nevýhodou je poměrně nižší produktivita.

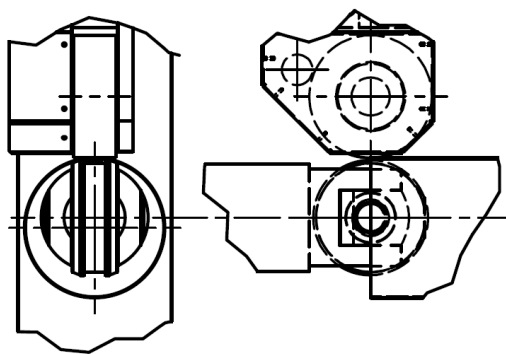
Nýtování spočívá ve spojení vzájemně přesazených plechů pomocí nýtů. Ty se vloží do předem vytvořených děr a pomocí kladiva a hlavičkáře se uzavře jejich volný konec. Tím vznikne pevný a nerozebíratelný spoj. V klempířské praxi se nejčastěji využívají nýty ocelové, hliníkové a měděné podle materiálu spojovaných součástí. Plechy zinkové a olověné se nenýtují, protože se jedná o příliš měkké materiály a nýty by se v nich uvolňovaly.

3 Falcovačky pro výrobu rour

Stlačování podélných drážek u rour je docela specifická záležitost. Hlavním důvodem je potřeba zajistit opěru stlačované drážky na vnitřní straně roury. Ta bývá řešena v zásadě dvěma způsoby. V obou případech je nutno odvést tuto opěrnou reakci zpět na rám pomocí prvku procházejícího vnitřkem roury. Rozměry této středové tyče jsou omezeny minimálním průměrem zpracovávané roury a rovněž požadovanou pracovní délkou. Z tohoto důvodu je značně namáhána ohybem a to způsobuje poměrně velké deformace. Využívá se dvou hlavních konstrukčních řešení stroje. Liší hlavně upnutím středové tyče a také relativními pohyby. Obě varianty se vyrábějí ve verzích s ručním nebo elektrickým pohonem.

3.1 Otevřená konstrukce

První je varianta otevřená. Středová tyč je upevněná pouze na jednom konci v rámu, na druhém konci se nachází středová kladka. Stlačení drážky je vyvozeno horní hnanou rolnou, která poté svým otáčením vyvodí pohyb falcované roury. Stlačení drážky tedy probíhá mezi horní hnanou rolnou a kladkou vnitřní, která má větší průměr než středová tyč. Výhodou tohoto řešení jsou menší rozměry vzhledem k pracovní délce. To je možné díky tomu, že lze provést zaválcování dlouhé drážky na dvakrát. Nevýhodou je posuvný pohyb roury při drážkování a nutnost jejího podepření nebo přidržení. Z těchto důvodů je toto řešení vhodné převážně pro roury menších průměrů a větších délek.



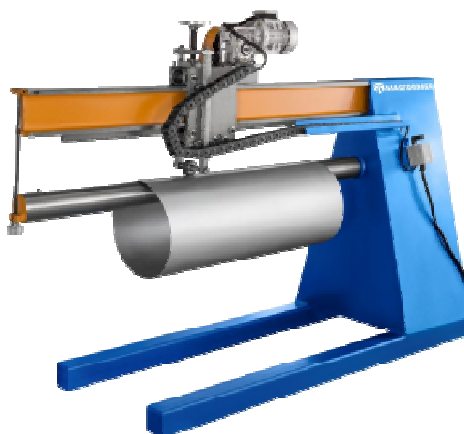
Obr. 3.1 Detail volného konce



Obr. 3.2 Příklad otevřené varianty [15]

3.2 Uzavřená konstrukce

Druhá varianta je uzavřená. Volný konec středové tyče se po vložení roury uzavře pomocí výklopné spojky. Ke stlačování drážky zde dochází přímo mezi středovou tyčí a horní kladkou, která při tomto řešení vykonává jak rotační tak posuvný pohyb po délce drážky. Hlavní výhodou tohoto řešení je absence pohybu drážkované součásti, což umožňuje bezpečné drážkování rour větších průměrů. Nevýhodou jsou potom větší rozměry a také hlavně při větších pracovních délkách rozdílná stlačovací síla po délce drážky. To je způsobeno nerovnoměrnou deformací středové tyče, která zde slouží jako opěra stlačované drážky. Toto řešení je vhodné hlavně pro větší průměry rour většinou od 90 mm.



Obr. 3.3 Uzavřená varianta firmy Macformer [16]

mechanismus stlačení

vnější rolna s převodem

páka stlačení

středová tyč

klika vnější rolny

vnitřní rolna

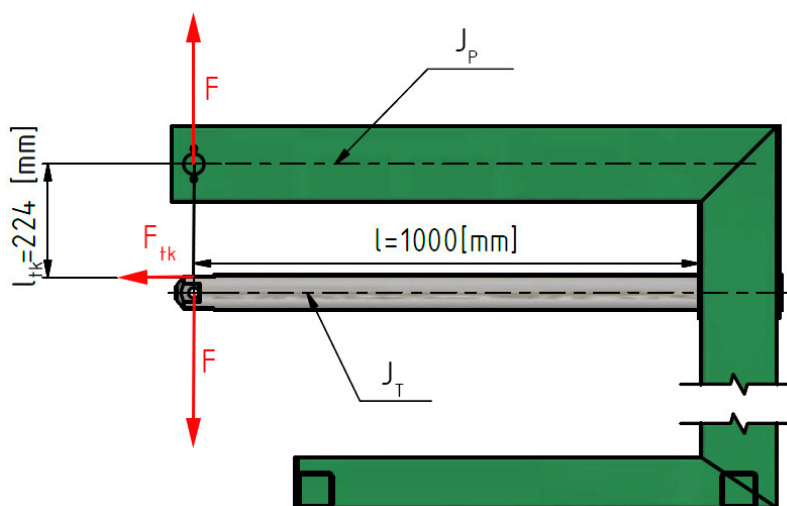
Obr. 4.1 Popis navržené konstrukce

5 Návrh rámu

Rám falcovačky by měl být stabilní, lehký a zároveň dostatečně tuhý. Tuhý rám minimalizuje pasivní odpory od pružných deformací rámu, které je třeba překonat při stlačování švů. Z tohoto důvodu byl navržen svařovaný rám s tenkostěnných obdélníkových profilů, v kritických místech zesílených plechem. Nejvíce namáhaným prvkem rámu je středová tyč. Její vnější rozměry jsou totiž značně omezeny minimálním průměrem falcovaného svodu, proto byla zvolena tyč plného kruhového průřezu o průměru $D_T=70$ [mm].

5.1 Zatížení rámu

Ke stlačování drážky dochází mezi dvěma rolnami na volném konci rámu, to značně zatěžuje rám falcovačky maximální radiální silou F působící mezi nimi. Tato síla se mění v závislosti na zpracovávaném materiálu a velikosti drážky. Dle tvrzení výrobce [15] jsou stroje pro zadanou tloušťku plechu dimenzovány maximální sílu $F=5000$ [N]. Další výpočty tedy vychází z této hodnoty maximální radiální síly. Dále je horní rameno rámu navíc zatíženo tečnou silou poháněné horní kladky viz (kap. 7.1). Vliv vlastní tíhy rámu a hmotnosti roury je řádově mnohonásobně nižší, z toho důvodu byl zanedbán.



Obr. 5.1 Rám falcovačky

5.3 Deformace hlavních částí rámu

Pro návrh zdvihu mechanismu stlačování je podstatné zjištění maximální vzájemný průhyb středové tyče a horního ramene. Pro zjednodušení je s ohledem na bezpečnost zanedbán vliv žebra na deformaci horního ramene.

Kvadratický moment průřezu středové tyče:

$$J_T = \frac{\pi \cdot D_T^4}{64} = \frac{\pi \cdot 70^4}{64} = 1178588 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (5.1)$$

Pro výpočet průhybů byl uvažován modul pružnosti v tahu oceli $E=210$ [GPa]:

$$y_T = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J_T} = \frac{5000 \cdot 1000^3}{3 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 1178588} = 6,734 \text{ [mm]} \quad (5.2)$$

Kvadratický moment průřezu horního ramene v ose ohybu je $J_P = 5,946 \cdot 10^6$ [mm⁴] [13]. Horní rameno je zatíženo dvěma silami, které mají tendenci ohýbat nosník stejným směrem. Průhyb horního ramene je tedy možno určit ze vzorce:

$$y_P = \frac{M \cdot l^2}{3 \cdot E \cdot J_P} = \frac{(F \cdot l + F_{tk} \cdot l_{tk}) \cdot l^2}{3 \cdot E \cdot J_P} \quad (5.3)$$
$$y_P = \frac{(5000 \cdot 1000 + 2446 \cdot 224) \cdot 1000^2}{3 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 5,946 \cdot 10^6} = 2,222 \text{ [mm]}$$

Celkový vzájemný průhyb je součtem průhybů obou ramen:

$$y_C = y_T + y_P = 6,734 + 2,222 = 8,956 \text{ [mm]} \quad (5.4)$$

5.4 Kontrola středové tyče

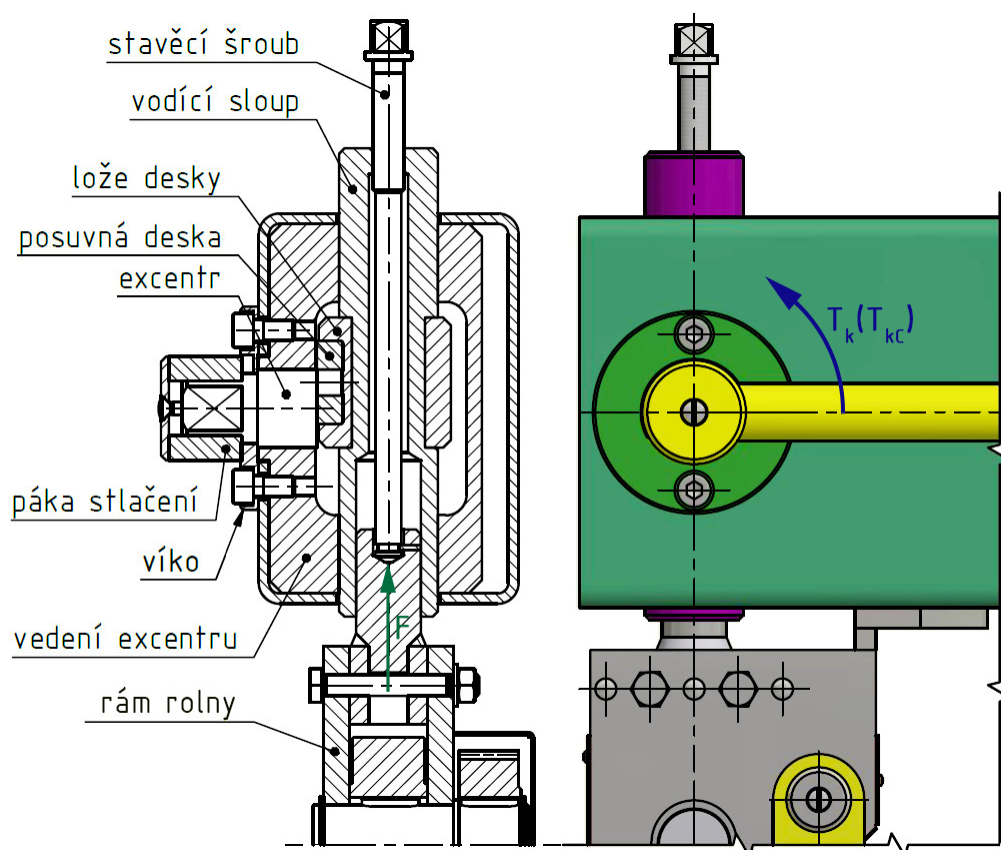
Středová tyč je značně namáhána ohybem od stlačovací síly. Přitom jsou značně omezeny rozměry jejího průřezu, z tohoto důvodu byla kontrolována na ohybové napětí v místě vetknutí.

$$\sigma_{ost} = \frac{F \cdot l}{\frac{\pi \cdot D_T^3}{32}} = \frac{5000 \cdot 1000}{\frac{\pi \cdot 70^3}{32}} = 148,5 \text{ [MPa]} \quad (5.5)$$

Dovolené napětí v ohybu středové tyče 11 523 je 236 [MPa][12]. Zjištěné ohybové napětí je menší než maximální dovolené pro materiál tyče, navržená tyč tedy z hlediska ohybu vyhovuje.

6 Mechanismus stlačení drážky roury

Mechanismus stlačení drážky roury má za úkol přemístit vnější kladku z horní polohy do polohy dolní a v té jí udržet. Tím je provedeno stlačení začátku drážky před vlastním rozválcováním. Změny polohy by mělo být možno dosáhnout snadno a rychle. Z těchto důvodů byl navržen excentrický mechanismus, který umožní docílit stlačení pootočením ovládací kliky o 180° a zároveň zajištění v obou polohách. Při tom je třeba překonat plastickou deformaci falcovaných plechů i elastickou deformaci rámu a výšku potřebnou pro založení nového kusu.



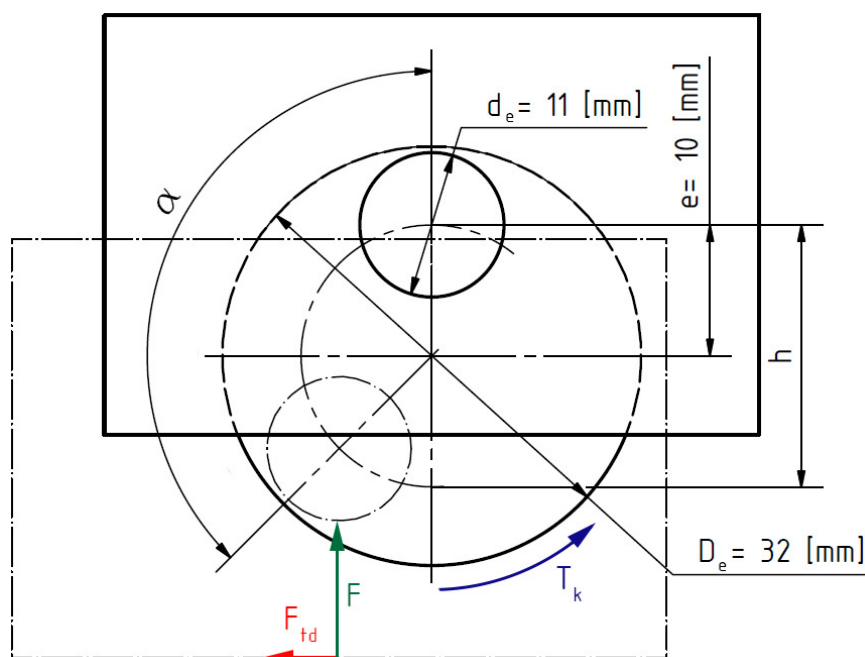
Obr. 6.1 Mechanismus stlačení drážky

Princip navrženého mechanismu spočívá v pohybu páky, která se díky dorazům skrytým ve víku může pohybovat pouze v úhlu 180° . Pohyb páky je přenášen na excentr. Při jeho otáčení dochází k unášení posuvné desky čepem excentru. Ta se může volně posouvat pouze v horizontálním směru a pohyb ve směru vertikálním je přenášen pomocí lože desky na vodící sloup. Přes něj na stavěcí šroub, který umožňuje jemné nastavení velikosti sevření, například při změně tloušťky drážkovaného plechu. Stavěcí šroub je dále spojen s rámem vnější hnané kladky. Ten je také přímo vložen ve vodícím sloupu.

Možnost zpětného zdvihu je zajištěna pomocí půlkruhové vložky ve spodní části stavěcího šroubu.

6.1 Návrh excentru

Na základě zjištěných maximálních celkových deformací rámu $y_c=8,956$ [mm] byla zvolena výška plného zdvihu $h=20$ [mm]. Tím bude zajištěn dostatečný manipulační prostor mezi kladkami s vnější kladkou v horní poloze.



Obr. 6.2 Návrh excentru

Zdvihu bude dosaženo pootočením kliky excentru o 180° z toho vyplívá potřebná excentricita:

$$e = \frac{h}{2} = \frac{20}{2} = 10 \text{ [mm]} \quad (6.1)$$

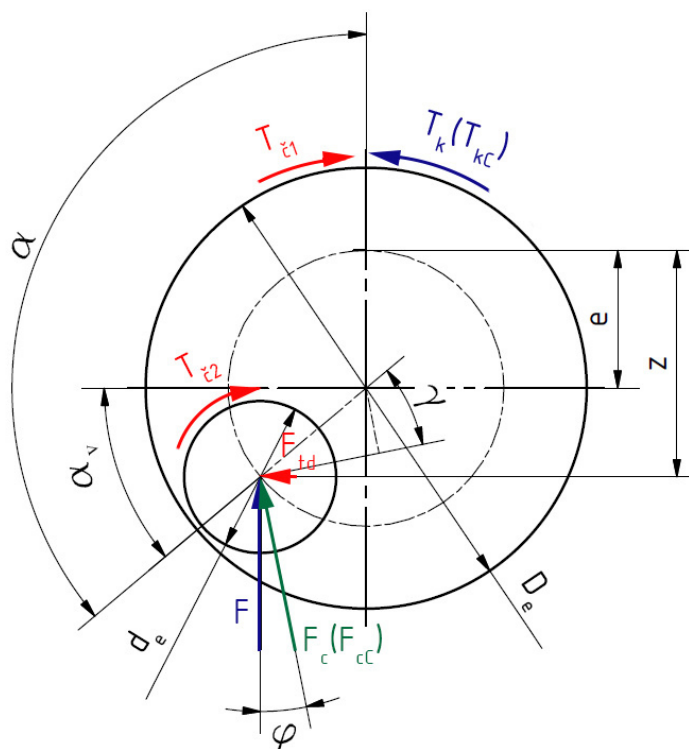
Protože je velká část následujících výpočtů závislá na úhlu natočení, byl v této kapitole proveden výpočet těchto hodnot pro úhel $\alpha = 135^\circ$. Použité vzorce následně byly vloženy do programu Excel. Zde byly tyto hodnoty vypočteny pro úhel $0-180^\circ$ odstupňovaný po 5° viz (příloha - A).

Okamžitý zdvih excentru:

$$z = e - e \cdot \cos \alpha = 10 - 10 \cdot \cos 135 = 17,071 \text{ [mm]} \quad (6.2)$$

6.2 Silový rozbor

Z důvodu plastických deformací a charakteru drážkování lze předpokládat značný nárůst tuhosti stlačovaného materiálu v závěru zdvihu. Skutečný průběh stlačovací síly by bylo nutno zjistit pomocí experimentu. Pro zjištění maximálního ovládacího momentu na klice bylo uvažováno následujícím zjednodušením. Maximální moment páky se bude nacházet mezi hodnotou momentu pro konstantní sílu F a hodnotou pro sílu lineárně závislou na zdvihu. Z toho důvodu byly zkonstruovány průběhy ovládacího momentu pro oba způsoby zatěžování.



Obr. 6.3 Silový rozbor excentru

Součinitel smykového tření mezi posuvnou deskou a ložem desky byl určen z tabulek $\mu_d=0,2$ [-] [10]. S ohledem na bezpečnost byl uvažován suchý kontakt ocel/ocel za klidu. Z tohoto součinitele byl vypočítán třecí úhel desky:

$$\varphi = \tan^{-1} \mu_d = \tan^{-1} 0,2 = 11,31 [^\circ] \quad (6.3)$$

Z důvodu změny směru působení třecí síly desky u posuvné desky při natočení kliky $\alpha=90 [^\circ]$ byl zaveden výpočtový úhel natočení.

$$\alpha_v = -90 - \alpha = -90 - 135^\circ = 45 [^\circ] \quad (6.4)$$

S pomocí výpočtového úhlu natočení byl vypočítán úhel ramene celkové obvodové síly na čepu excentru:

$$\gamma = |\alpha_v| - \varphi = |45| - 11,31 = 33,69[^\circ] \quad (6.5)$$

6.2.1 Konstantní síla

Maximální celková obvodová síla excentru:

$$F_c = \sqrt{F^2 + (F \cdot \mu_d)^2} = \sqrt{5000^2 + (5000 \cdot 0,2)^2} = 5099 \text{ [N]} \quad (6.6)$$

Moment T_o je momentem maximální celkové obvodové síly F_c . Momenty čepového tření $T_{\check{c}1}$ a $T_{\check{c}2}$ jsou vypočteny z koeficientu čepového tření pro suchý kontakt ocel/ocel a jeho hodnoty jsou $\mu_{\check{c}1} = \mu_{\check{c}2} = 0,15$ [-] [10].

$$\sum T_i = T_k - T_o - T_{\check{c}1} - T_{\check{c}2} = 0 \text{ [Nm]} \quad (6.7)$$

Točivý moment kliky pro zatížení konstantní silou:

$$T_k = T_o + T_{\check{c}1} + T_{\check{c}2} \quad (6.8)$$
$$T_k = F_c \cdot e \cdot \cos \gamma + F_c \cdot \mu_{\check{c}1} \cdot \frac{D_e}{2} + F_c \cdot \mu_{\check{c}2} \cdot \frac{d_e}{2}$$

$$T_k = 5099 \cdot 10 \cdot \cos 33,69 + 5099 \cdot 0,15 \cdot \frac{32}{2} + 5099 \cdot 0,15 \cdot \frac{11}{2}$$

$$T_k = 58871 \text{ [Nmm]} = 58,871 \text{ [Nm]}$$

6.2.2 Konstantní tuhost

Předpokladem tohoto způsobu zatěžování je nárůst radiální stlačovací síly, který je lineárně závislý na aktuální výšce zdvihu mechanismu.

$$C = \frac{F}{h} = \frac{5000}{20} = 250 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (6.9)$$

Celková síla při natočení α a konstantní tuhosti:

$$F_{cc} = \sqrt{(z \cdot C)^2 + (z \cdot C \cdot \mu_d)^2} = \sqrt{(17,071 \cdot 250)^2 + (17,071 \cdot 250 \cdot 0,2)^2} \quad (6.10)$$

$$F_{cc} = \sqrt{(17,071 \cdot 250)^2 + (17,071 \cdot 250 \cdot 0,2)^2} = 4352 \text{ [N]}$$

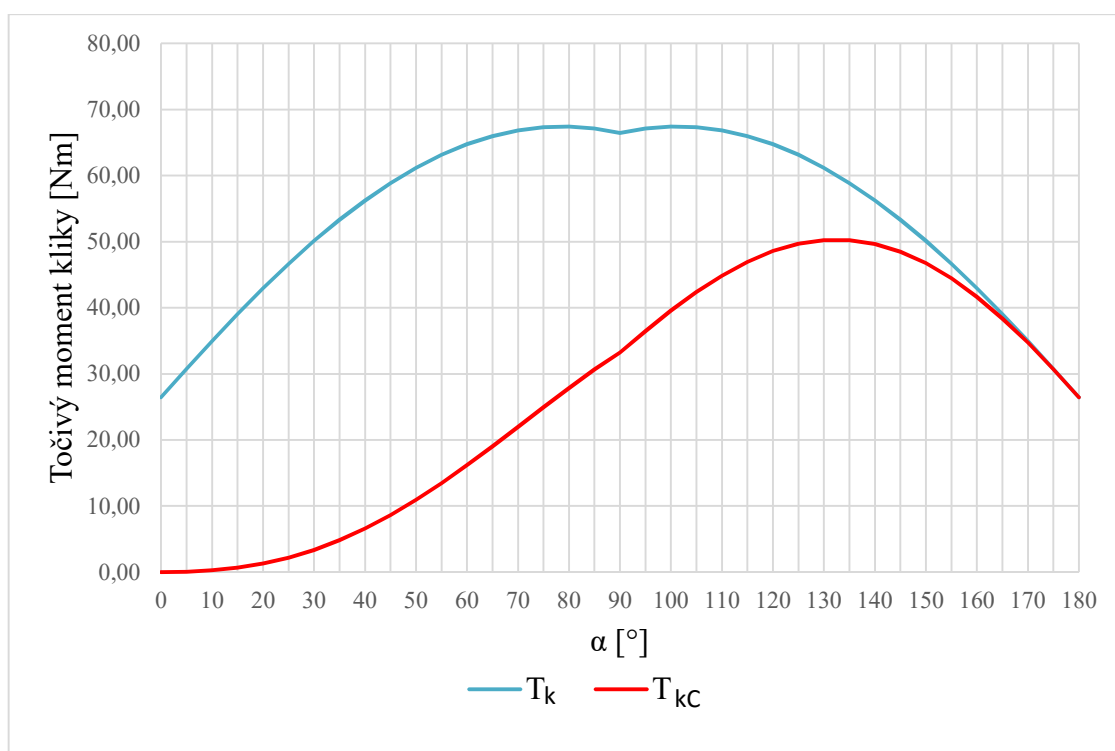
Ovládací moment kliky při natočení α a konstantní tuhosti:

$$T_{kC} = F_{cC} \cdot e \cdot \cos \gamma + F_{cC} \cdot \mu_{c1} \cdot \frac{D_e}{2} + F_c \cdot \mu_{c2} \cdot \frac{d_e}{2} \quad (6.11)$$

$$T_{kC} = 4352 \cdot 10 \cdot \cos 33,69 + 4352 \cdot 0,15 \cdot \frac{32}{2} + 4352 \cdot 0,15 \cdot \frac{11}{2} \quad (6.12)$$

$$T_{kC} = 50249 \text{ [Nmm]} = 50,249 \text{ [Nm]} \quad (6.13)$$

Hodnoty točivého momentu pro oba způsoby zatížení byly vypočteny pro různé úhly natočení viz (příloha - A) a zaneseny do grafu Obr. 6.4.



Obr. 6.4 Závislosti momentu kliky na úhlu natočení pro zatížení konstantní silou T_k [Nm] a při zatížení s konstantní tuhostí T_{kC} [Nm]

S ohledem na výše zobrazené průběhy a skutečnost, že značná část deformací bude tvořena pružnou deformací rámu lze říci, že maximální moment kliky nepřekročí hodnotu $T_{kmax} = 55$ [Nm]. Páka navržená pro tento moment navíc znesnadní případné přetížení ostatních součástí stroje v případě nesprávného seřízení stavěcího šroubu.

6.3 Návrh délky ovládací páky

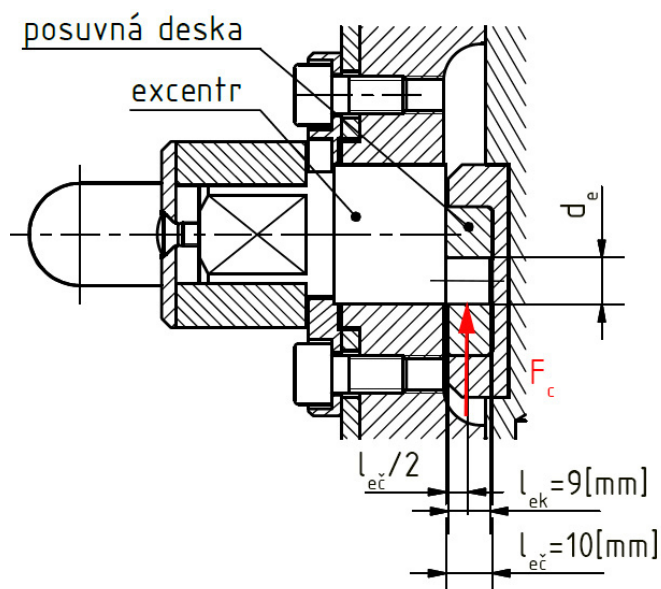
Návrh vychází z maximální síly ovládací síly lidské ruky. Její hodnota je pro účely návrhu $F_{\text{omax}} = 200 \text{ [N]}$.

$$l_{pm} = \frac{T_{k\text{max}}}{F_{\text{omax}}} = \frac{55000}{200} = 275 \text{ [mm]} \quad (6.14)$$

Byla zvolena délka páky $l_p = 300 \text{ [mm]}$.

6.4 Kontrola čepu excentru

Těleso excentru je, jako kritická součást mechanismu značně namáhána. Z toho důvodu byla zvolena ocel 11 700, která má vysokou pevnost a tvrdost i v nezušlechtěném stavu. Čep excentru byl kontrolován na maximální přípustné zatížení silou F_c .



Obr. 6.5 detail excentru

Měrný kontaktní tlak mezi čepem excentru a posuvnou deskou:

$$p_{e\check{c}} = \frac{F_c}{l_{ek} \cdot d_e} = \frac{5099}{9 \cdot 11} = 51,51 \text{ [MPa]} \quad (6.15)$$

S důvodu pouze pomalého, kyvného a přerušovaného pohybu je otláčení uvažováno jako statické. Maximální dovolený měrný tlak je pro zvolené ocelové materiály 100 [MPa] [9]. Toto kritérium je splněno s více než 1,5násobnou bezpečností.

Ohybové napětí v patě čepu excentru:

$$\sigma_{oeč} = \frac{F_c \cdot \frac{l_{eč}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_e^3}{32}} = \frac{5099 \cdot \frac{10}{2}}{\frac{\pi \cdot 11^3}{32}} = 195,1 \text{ [MPa]} \quad (6.16)$$

Maximální dovolené ohybové napětí materiálu čepu je $\sigma_{De}=230$ [MPa] [6]. Zjištěná hodnota maximálního napětí je nižší, lze tedy říci, že čep z hlediska ohybu vyhovuje.

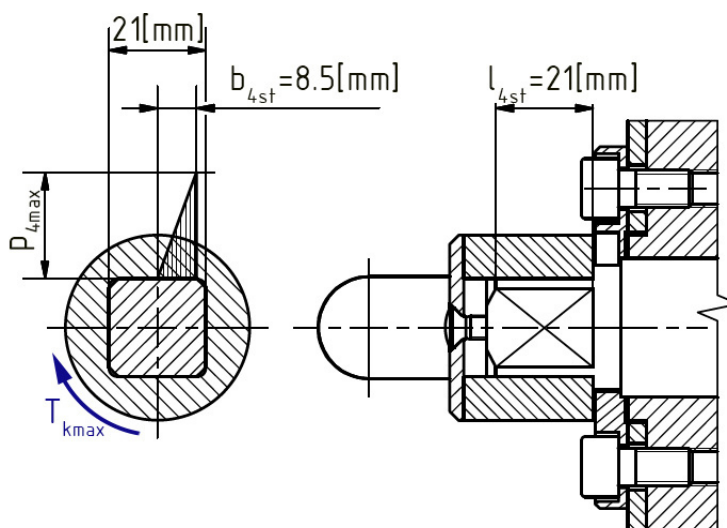
Maximální smykové napětí čepu:

$$\tau_{seč} = \frac{F_c}{\frac{\pi \cdot d_e^2}{4}} = \frac{5099}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 53,65 \text{ [MPa]} \quad (6.17)$$

Maximální dovolené smykové napětí v materiálu čepu je $\tau_{De}=190$ [MPa]. Zjištěná hodnota napětí je nižší než dovolená, čep excentru z hlediska smyku vyhovuje.

6.5 Kontrola spoje páky a excentru

Spoj páky s excentrem je proveden čtyřhranem, který bude kontrolován na maximální měrný kontaktní tlak na bocích. Počet boků je $n_b = 4[-]$. Vlivem možné nepřesnosti výroby je nutno zavést součinitel efektivního počtu nosných ploch, pro daný poměr šířky a délky čtyřhranu roven $k_{4ef} = 0,75 [-]$ [9].



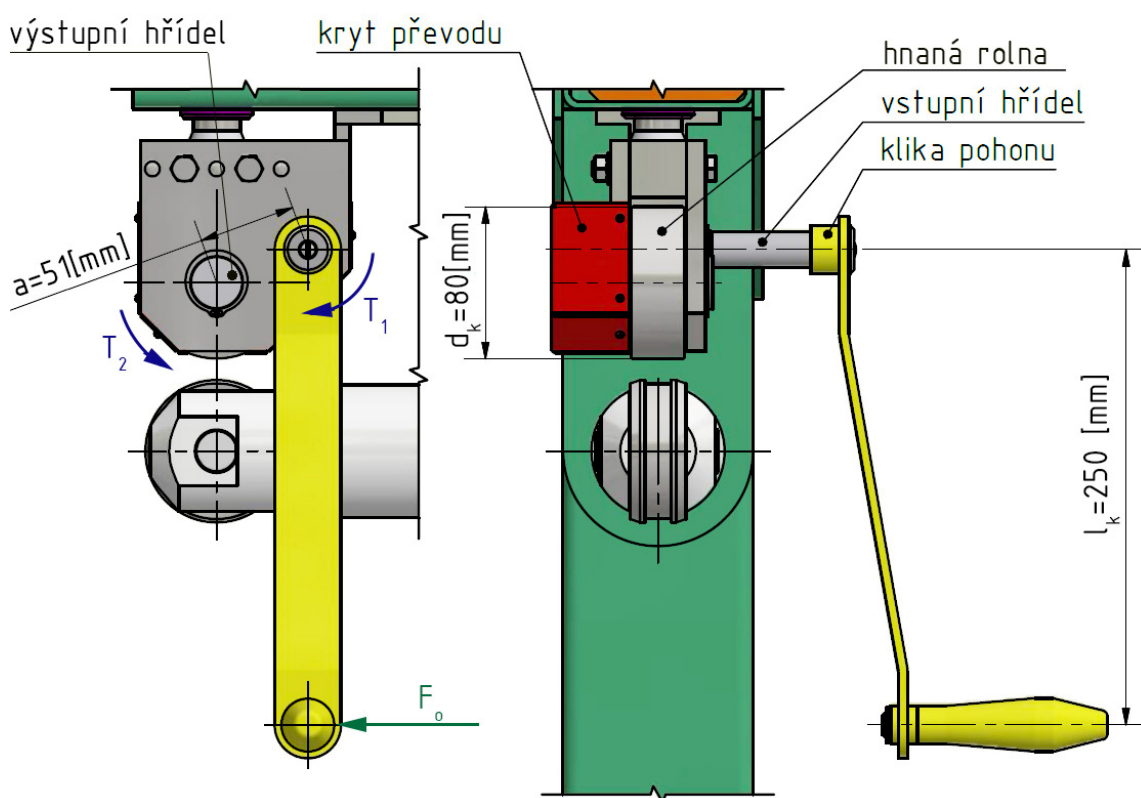
Obr. 6.6 Detail spojení pomocí čtyřhranu

$$p_{4max} = \frac{\frac{2 \cdot T_{kmax}}{\frac{2}{3} \cdot b_{4st}}}{k_{4ef} \cdot n_b \cdot b_{4st} \cdot l_{4st}} = \frac{\frac{2 \cdot 55000}{\frac{2}{3} \cdot 8,5}}{0,75 \cdot 4 \cdot 8,5 \cdot 21} = 36,25 \text{ [MPa]} \quad (6.18)$$

Maximální dovolený kontaktní tlak je pro ocel $p_D = 100 \text{ [MPa]}$ [9]. Zjištěná hodnota je výrazně menší. Navržený čtyřhran tedy z hlediska otláčení vyhovuje.

7 Pohon válce

Pohon válce je zajištěn ruční klikou. Ta je spojena s hnaným válcem pomocí převodu. Převod má za úkol snížit potřebnou ovládací sílu a umožnit tak snadné a plynulé rozválcování drážky roury. S ohledem na pohon ruční klikou jsou předpokládány maximální otáčky vstupní hřídele $n_1=70 \text{ [min}^{-1}\text{]}$.



Obr. 7.1 Detail spojení pomocí čtyřhranu

7.1 Návrh převodu

Skutečný valivý odpor válce při falcování se nepodařilo zjistit, bylo by nutné provést provozní měření. Z toho důvodu byl návrh proveden ze strany ovládací kliky, jejíž délka je u podobných falcovaček $l_k=250 \text{ [mm]}$. Stejným způsobem byl navržen i převodový poměr $i=2 \text{ [-]}$, který se u velikostně podobných strojů na stlačování švů běžně používá. Vstupní moment tedy vychází z maximální ovládací síly na klíce $F_{o\max}=200 \text{ [N]}$. Lze tedy předpokládat, že navržené hodnoty budou mírně předimenzovány, nicméně budou na straně bezpečnosti. Toto zatížení by nejspíše nastalo jen v případě, kdy je drážkovaná roura již opřená o patu středové tyče a pracovník přesto silně zabere za kliku.

$$T_1 = F_{omax} \cdot l_k = 200 \cdot 250 = 50000 \text{ [Nmm]} \quad (7.1)$$

Z důvodu nízké ceny a kompaktních rozměrů je převod řešen čelním soukolím s přímými zuby. Bylo provedeno několik kombinací počtů zubů a modulu. Nakonec byl zvolen počet zubů $z_1 = 23$ [-], ten nejlépe vyhovuje z hlediska výsledných rozměrů. Cílem bylo totiž vytvořit takové ozubení, jehož hlavový průměr bude menší než průměr vnější kladky. Počet zubů spoluzabírajícího kola se stanovil na základě navrženého převodového poměru:

$$z_{2p} = z_1 \cdot i = 23 \cdot 2 = 46 \text{ [-]} \quad (7.2)$$

Taková kombinace počtu zubů je však nevýhodná. Z důvodu soudělnosti počtu zubů by se střídaly v záběru stále stejné páry zubů a tak by docházelo k jejich nerovnoměrnému opotřebování. Proto byl zvolen $z_2 = 45$ [-]. To mírně změnilo výsledný převodový poměr však bez velkého vlivu na funkci.

$$i_v = \frac{z_2}{z_1} = \frac{45}{23} = 1,957 \text{ [-]} \quad (7.3)$$

$$T_2 = T_1 \cdot i_v = 50000 \cdot 1,957 = 97850 \text{ [Nmm]} \quad (7.4)$$

Maximální tečná síla na vnější kladce:

$$F_{tk} = \frac{2 \cdot T_2}{d_k} = \frac{2 \cdot 97850}{80} = 2446 \text{ [N]} \quad (7.5)$$

7.2 Návrh modulu ozubení

Návrh modulu byl proveden pomocí software Modul [17]. Poměrná šířka ozubení je zvolena $\psi_m = 15$ [-]. Součinitel nerovnoměrnosti zatížení byl zvolen na základě schémata letmo uložených kol ve válečkových ložiscích. Toto schéma nejlépe postihuje skutečné kluzné, letmé uložení hřídelů soukolí. Provozní součinitel je vzhledem k tomu že návrh vychází z maximálního vstupního točivého momentu $K_A = 1$ [-]. Jako materiál soukolí byla zvolena ocel 14 220 cementovaná a kalená.

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení: ☒ Čelní, ☐ Kuželové, ☐ Hřeben

z_1 : 23
 z_2 : 45
 β : 0 [°]
 T_1 : 50 [N·m]
 ψ_m : 15
 Schéma: 2
 $K_{H\beta}$: 1.507
 K_A : 1
 σ_{Flimb}^0 : 700 [MPa]
 σ_{Hlim}^0 : 1270 [MPa]
 V_{HV} : 650

Buttons: Help, Vyber, Help, Vyber, Vyber, Iisk, Moduly, Konec

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770 \quad (\beta = 0^\circ)$
 $f_H = 690 \quad (\beta > 0^\circ)$
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 $\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

Results:
 $m_n = 1.851$ [mm]
 $b = 27.8$ [mm]

Calculated values:
 $m_{n\ ohyb} = 1.447$ [mm]
 $m_{n\ dotyk} = 1.851$ [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 7.2 Obrazovka programu Modul [17]

S ohledem na skutečnost, že návrh modulu vychází z meze únavy, je předpokládán přerušovaný provoz při velmi nízkých otáčkách a návrh vychází z maximálního momentu, byl zvolen modul z ohybu $m_n = 1,5$ [mm].

Návrh šířky ozubení:

$$b_n = m_n \cdot \psi_m = 1,5 \cdot 15 = 22,5 \text{ [mm]} \quad (7.6)$$

Společnou šířku ozubení volím $b = 23$ [mm]

7.3 Návrh geometrie

Geometrie ozubení byla vypočítána za pomoci software Geometrie[18]. Soukolí bylo navrženo jako normalizované s korekcí na vyrovnaní měrných skluzů. Osová vzdálenost navrženého soukolí je $a=51[\text{mm}]$. Součinitel trvání záběru profilu navrženého soukolí je $\varepsilon_\alpha=1,61[-]$. Hodnota svědčí o střídání jedno a dvoubokého záběru, to je sice nevýhodné z hlediska plynulosti chodu ale pro dané použití to není kritické. Komplettní navržené geometrické parametry ozubení viz (příloha - B).

7.4 Pevnostní kontrola ozubení

Byla provedena zjednodušená kontrola ozubení dle ČSN 01 4686, pomocí programu ČSNw [19]. S dosazením geometrických, zátěžných a materiálových hodnot navržených výše.

The screenshot shows the 'ČSN 01 4686' software window, version 3.0, by M. Němček 2011. The interface is in Czech and displays results for gear strength calculations. The 'Úplný výpočet' (Full calculation) tab is selected, and the 'Zjednodušený výpočet' (Simplified calculation) tab is also visible. The 'Typ ozubení' (Gear type) is set to 'Vnější' (External). The 'Geometrie' (Geometry) tab is active, showing various parameters for bending stress (OHYB) and contact stress (DOTYK).

OHYB		DOTYK	
σ_{F1}	= 406.6	σ_{H1}	= 1349.6
σ_{F2}	= 417.9	σ_{H2}	= 1349.6
σ_{FP1}	= 700.0	σ_{HP1}	= 1270.0
σ_{FP2}	= 700.0	σ_{HP2}	= 1270.0
S_{F1}	= 1.722	S_{H1}	= 0.941
S_{F2}	= 1.675	S_{H2}	= 0.941
σ_{Fmax1}	= 406.6	σ_{Hmax1}	= 1349.6
σ_{Fmax2}	= 417.9	σ_{Hmax2}	= 1349.6
σ_{FPmax1}	= 1400.0	σ_{HPmax1}	= 2600.0
σ_{FPmax2}	= 1400.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
K_F	= 1.831	$K_{H\alpha}$	= 1.200
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.526
$K_{F\beta}$	= 1.526	K_A	= 1.000
Y_ε	= 0.689	Z_ε	= 0.888
Y_β	= 1.000	Z_H	= 2.495
Y_{FS1}	= 3.833	Z_{R1}	= 1.000
Y_{FS2}	= 3.940	Z_{R2}	= 1.000
Y_{Fa1}	= 2.415	Z_E	= 191.646
Y_{Fa2}	= 2.532	Z_β	= 1.000
Y_{Sa1}	= 1.588		
Y_{Sa2}	= 1.556		

The interface also includes buttons for 'Geometrie', 'Materiály', 'Zatížení', 'Rozměry', 'KHB', 'Součinitele', 'Tisk', 'Konec', and 'Výpočet'.

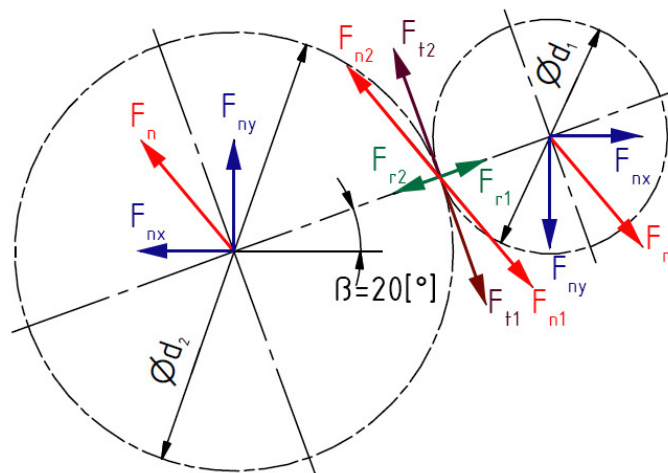
Obr. 7.3 Výsledky pevnostní kontroly ozubení [19]

Z výsledků pevnostní kontroly ozubení je zřejmá hodnota minimální únavové bezpečnosti v ohybu $S_{F2} = 1,675 [-]$, únavová bezpečnost v dotyku $S_{H1} = 0,941 [-]$ s ohledem na nízké otáčky a omezený provoz tyto hodnoty vyhovují. V případě bezpečnosti dotyku je sice bezpečnost mírně menší než 1, jelikož se ale jedná o bezpečnost vůči mezi únavy. Lze s ohledem na velmi nízké otáčky ruční kliky a kontrolu provedenou na maximální moment předpokládat, že za normálního provozu nebude limitního počtu cyklů pravděpodobně nikdy dosaženo.

8 Kontrola hřídelí pohonu

S ohledem na charakter zatížení popsany v předchozí kapitole byla provedena pouze statická kontrola obou hřídelí. Kontrola byla provedena v kritických místech pro maximální radiální zatížení rolny a silové působení soukolí při maximálním momentu na klice.

8.1 Silový rozbor ozubení



Obr. 8.1 Silový rozbor ozubení

Tečná síla:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 50000}{34,5} = 2899 \text{ [N]} \quad (8.1)$$

Radiální síla:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \tan \alpha_n = 2899 \cdot \tan 20^\circ = 1055 \text{ [N]} \quad (8.2)$$

Normálová síla:

$$F_n = F_{n1} = F_{n2} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{2899^2 + 1055^2} = 3085 \text{ [N]} \quad (8.3)$$

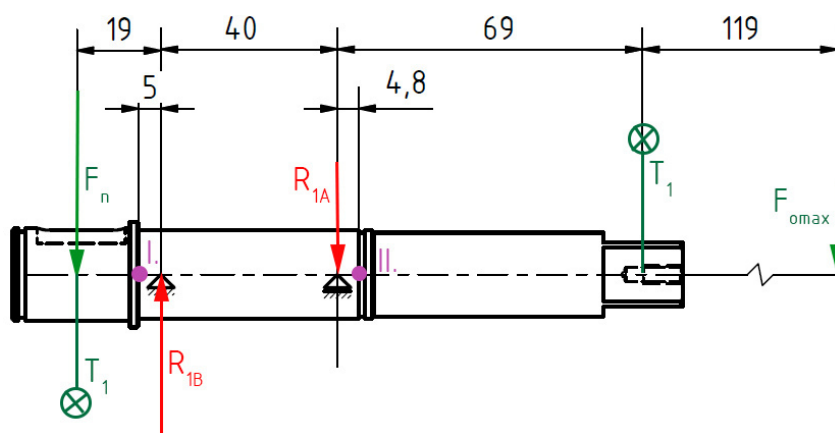
Průměty normálové síly do kolmých rovin hřídele:

$$F_{nx} = F_n \cdot \sin(\alpha_n + \beta) = 3085 \cdot \sin(20 + 20) = 1983 \text{ [N]} \quad (8.4)$$

$$F_{ny} = F_n \cdot \cos(\alpha_n + \beta) = 3085 \cdot \cos(20 + 20) = 2363 \text{ [N]} \quad (8.5)$$

8.3 Kontrola vstupního hřídele

Vstupní hřídel pohonu je zatěžován na dvou místech. Ohybovým a točivým momentem od ovládací síly na čtyřhranu kliky. Pod pastorkem dále normálovou silou a točivým momentem. Hřídel je kluzně uložena v ocelovém rámu na dvou místech. Maximální ohybové zatížení hřídele bude při takovém natočení ruční kliky, při kterém bude ovládací síla působit stejným směrem jako normálová síla ozubení. Hřídel bude kontrolována ve dvou kritických místech označených I. a II. První se nachází na hraně uložení před osazením hřídele. Druhé se nachází na dně drážky pro pojistný kroužek blíže k uložení.



Obr. 8.2 zatížení vstupního hřídele, rozměry uvedeny v [mm]

Výpočet reakcí vychází z rovnováhy momentů:

$$R_{1A} = \frac{F_n \cdot 19 - F_{omax} \cdot (40 + 69 + 119)}{40} \quad (8.6)$$

$$R_{1A} = \frac{3085 \cdot 19 - 200 \cdot 228}{40} = 325,4 \text{ [N]}$$

$$R_{1B} = \frac{F_n \cdot (19 + 40) - F_{omax} \cdot (69 + 119)}{40} \quad (8.7)$$

$$R_{1B} = \frac{3085 \cdot 59 - 200 \cdot 188}{40} = 3610 \text{ [N]}$$

Výpočet ohybových momentů v kritických místech I. a II.:

$$M_{oI} = F_n \cdot (19 - 5) = 3085 \cdot 14 = 43190 \text{ [Nmm]} \quad (8.8)$$

$$M_{oII} = F_{omax} \cdot (119 + 69 - 4,8) = 200 \cdot 183,2 = 36640 \text{ [Nmm]} \quad (8.9)$$

Ohybové napětí v průřezích I. a II.:

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{oI}}{\frac{\pi \cdot d_I^3}{32}} = \frac{43190}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = 54,99 \text{ [MPa]} \quad (8.10)$$

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{32}} = \frac{36640}{\frac{\pi \cdot 19^3}{32}} = 54,41 \text{ [MPa]} \quad (8.11)$$

Výpočet napětí v krutu v průřezích I. a II.:

$$\tau_{kI} = \frac{T_1}{\frac{\pi \cdot d_I^3}{16}} = \frac{50000}{\frac{\pi \cdot 20^3}{16}} = 31,83 \text{ [MPa]} \quad (8.12)$$

$$\tau_{kII} = \frac{T_1}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{16}} = \frac{50000}{\frac{\pi \cdot 19^3}{16}} = 37,13 \text{ [MPa]} \quad (8.13)$$

Výpočet redukovaného napětí v kritických průřezích:

$$\sigma_{redI} = \sqrt{\sigma_{oI}^2 + 3 \cdot \tau_{kI}^2} \quad (8.14)$$

$$\sigma_{redI} = \sqrt{54,99^2 + 3 \cdot 31,84^2} = 77,88 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + 3 \cdot \tau_{kII}^2} \quad (8.15)$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{54,41^2 + 3 \cdot 37,13^2} = 84,24 \text{ [MPa]}$$

Pro výrobu vstupní hřídele byla zvolena ocel 11 600 o minimální mezi kluzu $R_{eh1}=295 \text{ [MPa]}$ [6].

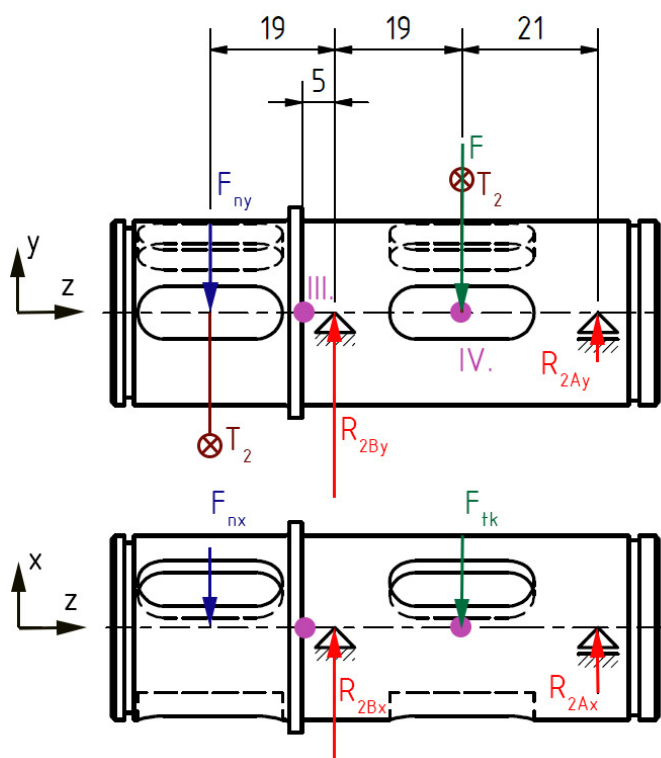
$$k_{sI} = \frac{R_{eh1}}{\sigma_{redI}} = \frac{295}{77,88} = 3,788 \text{ [-]} \quad (8.16)$$

$$k_{sII} = \frac{R_{eh1}}{\sigma_{redII}} = \frac{295}{84,24} = 3,502 \text{ [-]} \quad (8.17)$$

Minimální zjištěná bezpečnost je vyšší než minimální přípustná hodnota 1,3[-]. Navržená vstupní hřídel z hlediska statické pevnosti vyhovuje.

8.4 Kontrola výstupního hřídele

Hřídel hnané kladky je zatížena na dvou místech. Na vstupní straně točivým momentem a normálovou silou od ozubení. Na straně výstupní vlastní hnanou kladkou, její radiální a tečnou silou. Navržená hřídel bude kontrolována ve dvou kritických místech, v přechodu osazení a ve středu šířky hnané kladky.



Obr. 8.3 Zatížení výstupní hřídele ve dvou rovinách, rozměry uvedeny v [mm]

Výpočet reakcí vychází z rovnováhy točivých momentů v dané rovině:

$$R_{2Ay} = \frac{-F_{ny} \cdot 19 + F \cdot 19}{19 + 21} = \frac{-2363 \cdot 19 + 5000 \cdot 19}{19 + 21} = 1253 \text{ [N]} \quad (8.18)$$

$$R_{2By} = \frac{F_{ny} \cdot (19 + 19 + 21) + F \cdot 21}{19 + 21} \quad (8.19)$$

$$R_{2By} = \frac{2363 \cdot (19 + 19 + 21) + 5000 \cdot 21}{19 + 21} = 6110 \text{ [N]}$$

$$R_{2Ax} = \frac{-F_{nx} \cdot 19 + F_{tk} \cdot 19}{19 + 21} = \frac{-1983 \cdot 19 + 2446 \cdot 19}{19 + 21} = 219,9 \text{ [N]} \quad (8.20)$$

$$(8.21)$$

$$R_{2Bx} = \frac{F_{nx} \cdot (19 + 19 + 21) + F_{tk} \cdot 21}{19 + 21} \quad (8.22)$$

$$R_{2Bx} = \frac{1983 \cdot (19 + 19 + 21) + 2446 \cdot 21}{19 + 21} = 4209 \text{ [N]}$$

Výpočet celkového ohybového momentu v kritickém místě III.:

$$M_{oIIIy} = F_{ny} \cdot (19 - 5) = 2363 \cdot 14 = 33082 \text{ [Nmm]} \quad (8.23)$$

$$M_{oIIIx} = F_{nx} \cdot (19 - 5) = 1983 \cdot 14 = 27762 \text{ [Nmm]} \quad (8.24)$$

$$M_{oIII} = \sqrt{M_{oIIIy}^2 + M_{oIIIx}^2} = \sqrt{33082^2 + 27762^2} = 43187 \text{ [Nmm]} \quad (8.25)$$

Výpočet celkového ohybového momentu v kritickém místě IV.:

$$M_{oIVy} = R_{2Ay} \cdot 21 = 1253 \cdot 21 = 26313 \text{ [Nmm]} \quad (8.26)$$

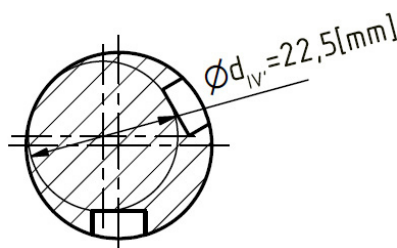
$$M_{oIVx} = R_{2Ax} \cdot 21 = 219,9 \cdot 21 = 4618 \text{ [Nmm]} \quad (8.27)$$

$$M_{oIV} = \sqrt{M_{oIVy}^2 + M_{oIVx}^2} = \sqrt{26313^2 + 4618^2} = 26715 \text{ [Nmm]} \quad (8.28)$$

Ohybové napětí v průřezu III:

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII}}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32}} = \frac{43187}{\frac{\pi \cdot 28^3}{32}} = 20,04 \text{ [MPa]} \quad (8.29)$$

Průřez v místě IV je zeslaben drážkami pro pero, proto bylo ohybové napětí i napětí v krutu počítáno v redukovaném průřezu, viz (obr. 6.6).



Obr. 8.4 Redukovaný průřez v místě IV.

$$\sigma_{oIV} = \frac{M_{oIV}}{\frac{\pi \cdot d_{IV'}^3}{32}} = \frac{26715}{\frac{\pi \cdot 22,5^3}{32}} = 23,89 \text{ [MPa]} \quad (8.30)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{kIII} = \frac{T_2}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{16}} = \frac{97850}{\frac{\pi \cdot 28^3}{16}} = 22,7 \text{ [MPa]} \quad (8.31)$$

$$\tau_{kIV} = \frac{T_2}{\frac{\pi \cdot d_{IV}^3}{16}} = \frac{97850}{\frac{\pi \cdot 22,5^3}{16}} = 43,75 \text{ [MPa]} \quad (8.32)$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_{oIII}^2 + 3 \cdot \tau_{kIII}^2} \quad (8.33)$$

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{20,04^2 + 3 \cdot 22,7^2} = 44,29 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{redIV} = \sqrt{\sigma_{oIV}^2 + 3 \cdot \tau_{kIV}^2} \quad (8.34)$$

$$\sigma_{redIV} = \sqrt{23,85^2 + 3 \cdot 43,75^2} = 79,4 \text{ [MPa]}$$

Pro výrobu hřídele byla zvolena ocel 11 600 o minimální mezi kluzu $R_{eh2}=295 \text{ [MPa]}$ [6].

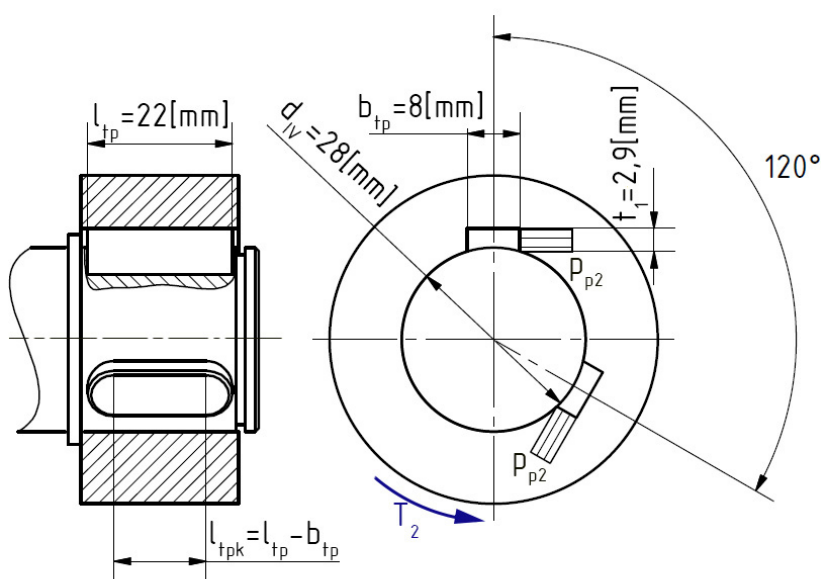
$$k_{sIII} = \frac{R_{eh2}}{\sigma_{redIII}} = \frac{295}{44,29} = 6,660 [-] \quad (8.35)$$

$$k_{sIV} = \frac{R_{eh2}}{\sigma_{redIV}} = \frac{295}{79,4} = 3,715 [-] \quad (8.36)$$

Minimální zjištěná bezpečnost je vyšší než minimální přípustná hodnota 1,5. Navržená vstupní hřídel z hlediska statické pevnosti vyhovuje.

8.5 Kontrola přenosu točivého momentu výstupní hřídelí

Z důvodu poměrně vysokého momentu přenášeného na malé šířce byl zvolen spoj dvojicí těsných per vzájemně pootočených o úhel 120° . Vstup i výstup točivého momentu z výstupního hřídele je proveden na stejném průměru dvojicí per totožných rozměrů. Z tohoto důvodu bude i předpokládané namáhání obou spojů shodné. U spojů s více než jedním perem je nutno počítat s nerovnoměrným rozložením tlaku na boky drážek, z toho důvodu byl zaveden součinitel $k_{pef}=0,6[-]$ [9]. Tím je zohledněna nepřesnost výroby drážek.



Obr. 8.5 Detail spojení pomocí těsných per

$$p_{p2} = \frac{\frac{T_2}{\frac{d_{IV}}{2} + \frac{t_1}{2}}}{2 \cdot k_{pef} \cdot t_1 \cdot (l_{tp} - b_{tp})} = \frac{\frac{100000}{\frac{28}{2} + \frac{2,9}{2}}}{2 \cdot 0,6 \cdot 2,9 \cdot (22 - 8)} = 132,9 \text{ [MPa]} \quad (8.37)$$

S ohledem na jakost materiálu spojovaných součástí se ukázal jako nejslabší materiál těsného pera 11 600. Pro tento materiál je maximální dovolený kontaktní tlak $p_D=140$ [MPa] [9]. Hodnota zjištěného tlaku je menší, navržený spoj tedy z hlediska otlacení vyhovují.

Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh konstrukčního řešení klempířského stroje na stlačování plochých, podélných drážek svodových rour. Pohon i ovládání mělo být řešeno ručně. Stroj měl být určen pro minimální průměr roury 80mm, maximální tloušťku plechu 0,8mm a maximální délku roury délku 2m.

Po zvážení možných řešení byla navržena konstrukce, u které dochází ke stlačování drážky mezi dvěma rolkami. Rozválnování drážky u rour v délce 1 až 2m probíhá ve dvou krocích. Nejprve je rozválnována jedna polovina, poté musí dojít k otočení roury a rozválnování druhé poloviny drážky. Výhodou tohoto řešení jsou výrazně menší rozměry stroje a příznivější deformační charakteristiky. Hlavní nevýhodou je nutný posuvný pohyb drážkované roury při průchodu rolkami.

Pro uvedení vnější poháněné rolky do pracovní pozice byla navržena ruční páka s excentrickým mechanismem. Ten umožňuje pohodlnou změnu polohy pootočením páky o 180°. Pro přesnější nastavení velikosti sevření byl mechanismus opatřen stavěcím šroubem s jemným stoupáním.

Pohon rolky byl zajištěn pomocí ruční kliky s převodem. Ten byl vyřešen pomocí soukolí s přímými zuby. Soukolí je korigováno na vyrovnání měrných skluzů.

U vybraných součástí a konstrukčních uzlů byla provedena pevnostní kontrola na mezní stavy namáhání. Konkrétně byla kontrolována středová tyč rámu, čep excentru, spojení páky, soukolí převodu, obě hřídele převodu v kritických místech spoj pomocí těsných per na výstupní hřídeli. Z hlediska předpokládaného namáhání všechny kontrolované součásti vyhověly. V případě navrženého soukolí sice vyšla únavová bezpečnost v dotyku mírně menší než 1. S ohledem na očekávaný přerušovaný provoz a nízké otáčky lze ale předpokládat, že limitního počtu cyklů při normálním provozu nebude nikdy dosaženo.

V případě dalšího vývoje by bylo vhodné provést měření skutečných radiálních sil v kladce při drážkování a měření skutečných provozních odporů kladky při válcování. S ohledem na tyto hodnoty upravit délku ovládací kliky a převod. Dále by bylo vhodné provést větší odstupňování výstupní hřídele a nahradit těsná pera rovnobokým drážkováním. To by umožnilo snadnější montáž a lepší využití materiálu. Pro snazší ovládání stroje by také bylo možné nahradit ruční kliku elektromotorem se šnekovou převodovkou.

Závěrem je možno říci, že stanovené cíle práce byly splněny. Sestavný výkres falcovačky, výrobní výkres excentru a uložení excentru jsou součástí přílohy. Dále je přiložena tabulka průběhu ovládacího momentu a navržené geometrické parametry soukolí.

Seznam použité literatury

- [1] JEŽEK, Aleš. *Klempířství*. 1. vyd. Praha: Grada, 2003. Profi. ISBN 80-247-9039-4.
- [2] SEDLÁR, Tibor. *Klempířské konstrukce: pro 3. ročník středních odborných učilišť*. 3., aktualizované vyd. Praha: Informatorium, 1994. ISBN 80-854-2751-6.
- [3] ŠTUMPA, Bohumil, Ondřej ŠEFCŮ a Jiří LANGNER. *100 osvědčených stavebních detailů: klempířství a pokrývačství*. Praha: Grada, 2012. ISBN 978-80-247-3572-6.
- [4] PETRŽELA, Zdeněk. *Základy strojírenské technologie: základy prací kovářských a klempířských*. II. Ostrava: Vysoká škola báňská Ostrava, 1984.
- [5] ČADA, Radek. *Technologie I: plastická deformace kovů, objemové tváření zastudena, tažení plechu, ohýbání [Čada, 2009, záznam a]*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 9788024821085.
- [6] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky 1: pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, 753 s. ISBN 80-718-3312-6.
- [7] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012, 110 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [8] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. dotisk 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [9] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části 1*. Brno: Computer Press, 1999, 313 s. ISBN 80-7226-055-3
- [10] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části 2*. Praha: Computer Press, 2000. Edice strojaře, 198 s. ISBN 80-722-6202-5.
- [11] MALINSKÝ, Robert, František TESAŘ, Petr NEŠPOR, Martin LINK a Petra KNYPLOVÁ. *KLEMPÍŘ 2. ROČNÍK* [online]. 1. vyd. Brno: Střední škola stavebních řemesel Brno-Bosonohy, 2015 [cit. 2016-04-26]. ISBN 978-80-88105-42-8. Dostupné z: <http://www.el-ucebnice.cz/klempir.html>

- [12] ČSN 11523: konstrukční ocel. *CZ FERRO - STEEL* [online]. 2011 [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/trubky4-11523.pdf>
- [13] Profil uzavřený svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219, rozměr 150x100x4. *Ferona* [online]. 2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=26458>
- [14] *Metallkraft Maschinen* [online]. Metallkraft, 2004 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.metallkraft-maschinen.de/>
- [15] Falcovačka. *Bří ŠVARCOVÉ s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2016-05-03]. Dostupné z: <http://www.bri-svarc.cz/stroj07.htm>
- [16] Seam Closing Machine. *MacFormer.com* [online]. [cit. 2016-05-03]. Dostupné z: <http://macformer.com/product/seam-closing-machine/>
- [17] NĚMČEK, Miloš. *Modul: Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 – část 4*, [software].
- [18] NĚMČEK, Miloš. *Geometrie* [software]. verze 3.0
- [19] NĚMČEK, Miloš. *CSNw – ČSN 01 4686* [software]. verze 3.0, 2011

Seznam příloh

Název	Označení	Formát
Tabulka momentů kliky	Příloha - A	A4
Geometrie ozubení [18]	Příloha - B	A4
Falcovačka	MM-DP	A0
Vedení excentru	MM-DP.01	A2
Excentr	MM-DP.06	A3
CD-ROM s kompletní prací		

Poděkování

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Květoslavu Kalábovi Ph.D. za odbornou pomoc a konzultace při vytváření této diplomové práce.